

# PERANCANGAN SISTEM HIDROLIK EXCAVATOR KOMATSU PC 200-8MO

Anggit Ganda Prayoga<sup>\*1</sup>, Djoko Suprijanto<sup>2</sup>, Dandung Rudy Hartana<sup>3</sup>, Daru Sugati<sup>4</sup>

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Nasional Yogyakarta

Jl Babarsari No. 1 Depok Sleman, Yogyakarta, Telp (0274) 485390

e-mail : <sup>\*1</sup>anggit.ganda@gmail.com, <sup>3</sup>dandung@itny.ac.id, <sup>4</sup>daru@itny.ac.id

## Abstrak

Excavator adalah traktor dengan roda rantai maupun karet yang memiliki tenaga dorong (traksi) yang besar. Digunakan untuk pekerjaan menggali, mendorong, menarik, meratakan dan menggosok. Cukup efisien untuk kondisi medan kerja yang kasar seperti pada daerah yang berbukit, berbatu, hutan dan sebagainya. Tujuan dari perancangan ini adalah merancang sistem hidrolik Excavator Komatsu PC200-8MO untuk menggerakkan bucket dengan kapasitas  $0,93 \text{ m}^3$ . Silinder hidrolik yang dirancang berupa bucket cylinder, arm cylinder dan boom cylinder serta daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan sistem hidrolik. Hasil perhitungan didapatkan ukuran untuk silinder hidrolik dengan panjang silinder bucket 2800 mm, diameter piston 115 mm, diameter piston rod 80 mm dan daya yang dibutuhkan 176,7 HP, panjang silinder lengan (arm) 3565 mm, diameter piston 135 mm, diameter piston rod 95 mm dan daya yang dibutuhkan 245,11 HP. Panjang boom cylinder 3204 mm, diameter piston 120 mm, diameter piston rod 85 mm dan daya yang dibutuhkan 135,16 HP. Untuk daya total pompa yang dihasilkan yaitu 405 HP sehingga dapat mensuplai seluruh kebutuhan daya pada setiap silinder hidrolik.

**Kata Kunci :** PC200-8MO, hidrolik, , excavator, komatsu

## Abstract

Excavator wheel tractor is a chain that has thrust power (traction). Can be used for digging, pushing, pulling, razing and displacing. Efficient enough to work a rough field conditions as on the hilly, rocky areas, forests and so on. Able to operate on dry ground to the humid. The purpose of this design is designing a hydraulic system excavator komatsu PC200-8MO to move bucket with the capacity of  $0.93 \text{ m}^3$ . Cylindrical hydraulic designed keputusan bucket cylinder, arm cylinder and boom cylinder and resources available to move a hydraulic system. The result of reckoning been gained a measure for cylindrical hydraulic with long cylindrical 2800 well, bucket the diameter of a piston 115 mm, the diameter of a piston rod 80 mm and resources available 176,7 HP, length of the cylinder the arms ( arm ), 3565 mm the diameter of a piston 135 mm, the diameter of a piston rod 95 mm and resources available 245,11 HP. Long boom cylinder 3204 mm, the diameter of a piston 120 mm, the diameter of a piston rod 85 mm and resources available 135,16 HP. For its total a pump that produced namely 405 HP so as to be supplies all electoral resources each cylinder hydraulic.

**Key words :** PC200-8MO, hidrolik, excavator, komatsu

## 1. PENDAHULUAN

Penggunaan alat berat secara mekanis semakin tahun semakin meningkat dan berkembang, baik kuantitas dalam unit ataupun kualitas dari alat berat itu sendiri. Ada beberapa jenis kendaraan alat berat, dan salah satunya adalah *excavator*.

*Excavator* atau Mesin pengeruk adalah Alat berat yang terdiri dari batang, *stick*, *boom* dan *cabin* dan digunakan untuk penggalian (*axcavasi*), yang dilengkapi dengan *Bucket* yang digerakkan oleh penggerak hidrolik dan roda pengeraknya berupa roda rantai (*crawler*) yang biasa disebut dengan *trackshoe*.

Prinsip kerja *Excavator* adalah menggali tanah , mengeruk parit, memuat material ke dumptruck atau menumbang pohon. Dengan kombinasi penggantian *attachment* maka dapat digunakan memecah batu, mencabut tanggul, membongkar aspal dan lain-lain.

Adapun berat dari *excavator* tersebut mencapai 30 ton. Dengan berat tersebut *excavator* hanya mampu di gerakkan menggunakan *joystick*. Tetapi disini *joystick* hanya digunakan sebagai alat penggerak. Dan untuk dapat menggerakkan seluruh *Implement* dari excavator yaitu menggunakan sistem hidrolik.

Atas dasar uraian diatas, maka penulis tertarik untuk membuat Tugas Akhir yang berjudul “Perancangan Sistem Hidrolik Komatsu PC200-8MO”.Perkembangan teknologi pengelasan yang semakin pesat sehingga dituntut sumber daya manusia yang semakin berkembang pula. Para peneliti terus menemukan hal-hal baru dalam pengembangan mutu kualitas hasil las yang baik. Dalam lingkup penggunaan teknik pengelasan pada industri sangatlah luas sebagai contoh dalam proses produksi banyak diaplikasikan pada bejana tekan, peralatan medis, perpipaan, peralatan perindustrian dan sebagainya. Oleh karena itu harus diperhatikan terkait rancangan las yang mempertimbangkan kekuatan las dan sambungan las yang akan disambung. *Welder* juga harus memperhatikan prosedur pengelasan yang baik dan benar supaya didapatkan hasil pengelasan yang diharapkan .

## 2. LANDASAN TEORI

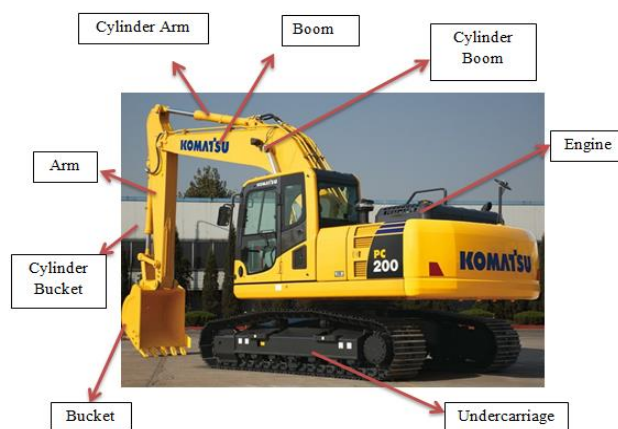
### 2.1. Tinjauan Umum

*Excavator* sering juga disebut *pullshovel*, adalah alat dari golongan *shovel* yang khusus dibuat untuk menggali material dibawah permukaan tanah atau di bawah tempat kedudukan alatnya. Karena kekakuan kontruksinya, *Excavator* ini lebih menguntungkan untuk penggalian dengan jarak dekat dan memuatkan hasil galian ke truk.

*Excavator* terbagi menjadi dua jenis yaitu *excavator* roda rantai (*clawler mounted*) dan *excavator* roda karet (*wheel mounted*). Fungsi dari *Hydraulic Excavator* secara umum adalah: Mengerjakan kegiatan pertambangan, pembukaan lahan hutan untuk lahan pertanian, pembuatan jalan perintis, pembuatan parit dan saluran irigasi, mengerjakan kegiatan kehutanan.

### 2.2. Konstruksi Excavator Hidrolik

Konstruksi utama dari *excavator* hidrolik komatsu PC200-8MO dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



**Gambar 1.** Konstruksi utama *excavator* Komatsu PC200-8MO (*Specalog* Komatsu)

### 3. PERHITUNGAN PERANCANGAN

#### 3.1. Perhitungan Beban Kerja Maksimal

Beban kerja maksimal diderita oleh *bucket* silinder yaitu meliputi :

1. Beban kerja pada saat mengeruk

$$F_{\text{keruk}} = \text{Bucket digging Force (Fb)} - \text{Berat bucket (Bb)}$$

$$= 14100 \text{ kg} - 696 \text{ kg} = 13404 \text{ kg}$$

Dimana gaya yang digunakan *bucket* untuk mengeruk tanah dinamakan *digging force*.

2. Beban kerja yang harus diderita oleh *bucket* silinder pada saat pengangkatan

$$F_{\text{angkut}} = \text{Berat material (Bm)} + \text{Berat bucket (Bb)}$$

$$= 948,6 \text{ kg} + 696 \text{ kg} = 1644,6 \text{ kg}$$

Dimana berat material dicari dengan cara :

$$B_m = V \times \gamma \times f$$

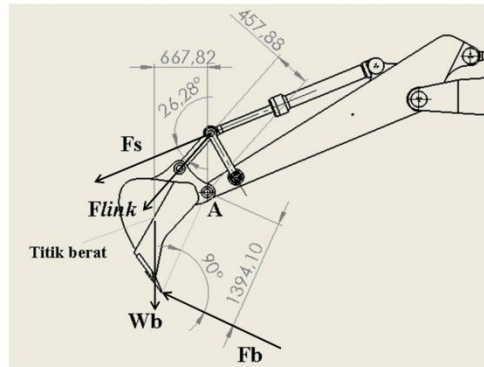
Dimana :  $B_m$  = Berat material dalam *bucket* ( kg )

$\gamma$  = Massa jenis material (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = Kapasitas *bucket* (m<sup>3</sup>)

$f$  = Faktor pengisian

#### 3.2. Perhitungan Gaya yang Bekerja pada Silinder Hidrolik



Gambar 2. Analisa gaya pada *bucket*

Perhitungan :

Dititik A,  $\Sigma MA = 0$

$$-(F_{\text{link}} \times 457,88 \text{ mm}) - (W_b \times 667,82 \text{ mm}) + (F_b \times 1394,10 \text{ mm}) = 0$$

$$-(F_{\text{link}} \times 457,88 \text{ mm}) = (W_b \times 667,82 \text{ mm}) - (F_b \times 1394,10 \text{ mm})$$

$$-(F_{\text{link}} \times 457,88 \text{ mm}) = (696 \text{ kg} \times 667,82 \text{ mm}) - (14100 \text{ kg} \times 1394,10 \text{ mm})$$

$$-(F_{\text{link}} \times 457,88 \text{ mm}) = 464802,72 \text{ kg.mm} - 19656810 \text{ kg.mm}$$

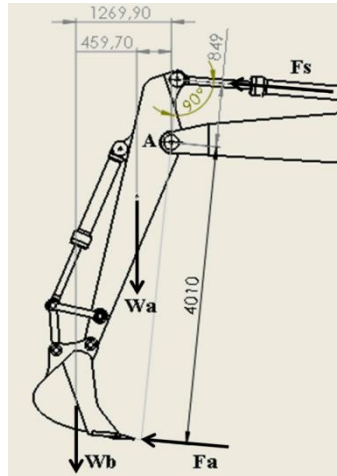
$$(-F_{\text{link}} \times 457,88 \text{ mm}) = -19192007,28 \text{ kg.mm}$$

$$F_{\text{link}} = 41914,93 \text{ kg}$$

Dari konstruksi gambar tersebut di atas, dapat dicari gaya yang terjadi pada silinder *bucket* ( $F_s$ ):

$$F_s = \frac{F_{\text{link}}}{\cos 26,28^\circ}$$

$$= \frac{41914,93 \text{ kg}}{0,897} = 46727,9 \text{ kg}$$



Gambar 3. Analisa gaya pada arm

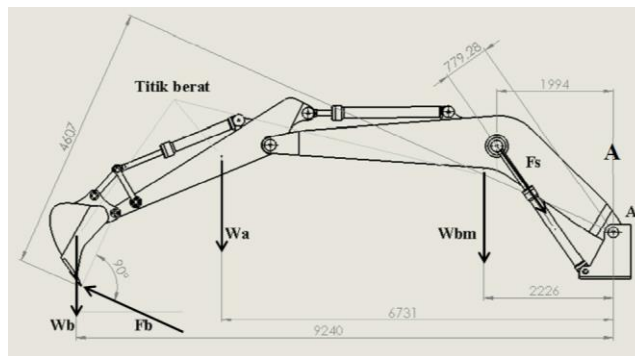
Perhitungan :

Dititik A,  $\Sigma MA = 0$

$$-(Fs \times 849 \text{ mm}) - (Wa \times 459,7 \text{ mm}) - (Wb \times 1269,9 \text{ mm}) + (Fa \times 4010 \text{ mm}) = 0$$

$$-(Fs \times 849 \text{ mm}) = (789 \text{ kg} \times 459,7 \text{ mm}) + (696 \text{ kg} \times 1269,9 \text{ mm}) - (10300 \text{ kg} \times 4010 \text{ mm})$$

$$Fs = 47180,74 \text{ kg}$$



Gambar 4. Analisa gaya silinder boom

Perhitungan :

Dititik A,  $\Sigma MA = 0$

$$-(Fs \times 779,28 \text{ mm}) - (Wbm \times 2226 \text{ mm}) - (Wa \times 6731 \text{ mm}) - (Wb \times 9240 \text{ mm}) + (Fb \times 4607 \text{ mm}) = 0$$

$$-(Fs \times 779,28 \text{ mm}) = (1634 \text{ kg} \times 2226 \text{ mm}) + (789 \text{ kg} \times 6731 \text{ mm}) + (696 \text{ kg} \times 9240 \text{ mm}) - (14100 \text{ kg} \times 4607 \text{ mm})$$

$$Fs = 63622,34 \text{ kg}$$

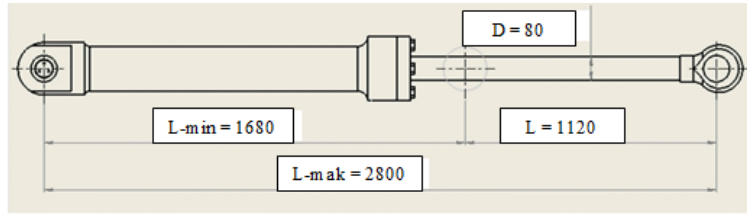
Karena pada rangka lengan menggunakan dua buah silinder hidrolik maka gaya dialami setiap silinder :

$$F_s = \frac{63622,34 \text{ kg}}{2} = 31811,17$$

### 3.3. Perhitungan Silinder Hidrolik

Dalam perancangan silinder hidrolik pada excavator, terlebih dahulu menentukan bahan silinder dan bahan piston rod. Perancangan silinder hidrolik pada ekskavator PC200-8MO menggunakan bahan : Bahan silinder = S45C dengan  $\sigma_{mak}$  58 kg/mm<sup>2</sup> dan Bahan piston rod = SFCM100S dengan  $\sigma_{mak}$  115 kg/mm<sup>2</sup>

**Silinder Hidrolik Bucket**



**Gambar 5.** Spesifikasi Silinder Hidrolik Bucket

a. Perhitungan Momen inersia pada *piston rod* ( $I_{pr}$ )

$$I_{pr} = \frac{\pi}{4} \times R_{pr}^4 = \frac{\pi}{4} \times 40^4 = 2010619,3 \text{ mm}^4$$

Dimana :  $R_{pr}$  = Jari-jari piston rod (mm)

b. Perhitungan luas penampang *piston* ( $A_p$ ):

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times D_p^2 = \frac{\pi}{4} \times 115^2 = 10386,90 \text{ mm}^2$$

Dimana :  $D_p$  = Diameter piston (mm)

c. Beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada *piston rod* yang menyebabkan tekukan dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 2010619,3 \text{ mm}^4}{(1120 \text{ mm})^2}$$

$$F_{cr} = 316390,58 \text{ kg}$$

beban kerja *piston rod* lebih kecil dari gaya/beban kritis penyebab terjadinya lengkungan ( $F_s < F_{cr}$ ).

(46727,9 kg < 316390,58 kg) => **Piston rod aman**

d. Dengan demikian tekanan ( $P_{cr}$ ) pada *piston rod* yang bersumber dari bidang *piston* ( $A_p$ ) adalah :

$$P_{cr} = \frac{F_{cr}}{A_p} = \frac{316390,58 \text{ kg}}{10386,90 \text{ mm}^2} = 30,46 \text{ kg/mm}^2$$

Jika tekanan kritis yang menyebabkan tekukan sebesar ( $P_{cr}$ ) jauh lebih besar dari tekanan kerja hidrolik silinder ( $P_{max}$ ), sehingga desain ini aman.

$$(P_{max}) = 3,80 \text{ kg/mm}^2 < (P_{cr}) = 30,46 \text{ kg/mm}^2 => \text{Desain Aman}$$

e. Tebal desain dinding silinder *bucket* ( $t$ ) yang aman dapat dicari dengan persamaan :

$$\sigma = P \frac{D}{2t}$$

- Dimana :  $\sigma$  = Tegangan tarik material ( $\text{kg/mm}^2$ )
- $P$  = Tekanan hidrolik ( $\text{kg/mm}^2$ )
- $D$  = Diameter silinder (mm)
- $t$  = Tebal silinder (mm)

Dalam perhitungan dimasukan *safety factor* (SF) yang digunakan dalam desain *pressure vessel* yaitu 6 (enam).

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma}{SF}$$

$$= \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6} = 9,67 \text{ kg/mm}^2$$

Dimana :  $\sigma$  ijin = Tegangan yang diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)  
 SF = Safety Factor = 6

Maka tebal silinder adalah :

$$\sigma = P \frac{D}{2t}$$

$$9,67 \text{ kg/mm}^2 = 3,80 \text{ kg/mm}^2 \frac{115 \text{ mm}}{2t}$$

$$2t = \frac{437 \text{ kg/mm}}{9,67 \text{ kg/mm}^2}$$

$$t = 22,6 \text{ mm} \approx 23 \text{ mm}$$

Sehingga diameter silinder luar (Do) dapat dihitung :

$$Do = Di + 2t$$

$$= 115 \text{ mm} + 2 (23 \text{ mm}) = 161 \text{ mm}$$

Dimana : D = Diameter luar silinder (mm)  
 Di = Diameter dalam silinder (mm)  
 t = Tebal silinder (mm)

Hasil perhitungan diameter silinder (Do) = 161 mm harus di hitung aman terhadap beban yang diderita silinder  $F_s = 46727,9 \text{ kg}$ .

- f. Perhitungan beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada silinder yang menyebabkan tekukan dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Dimana : E = Modulus elastisitas bahan =  $2 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 = 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$   
 L = Panjang silinder (mm)  
 I = Momen inersia pada silinder (mm<sup>4</sup>)

Perhitungan Momen inersia pada silinder

$$I_s = \pi R_{avg}^3 t$$

$$= \pi \times \left( \frac{R_o + R_i}{2} \right) t$$

$$= \pi \times \left( \frac{80,5 \text{ mm} + 57,5 \text{ mm}}{2} \right)^3 \times 23 \text{ mm} = 23736953,6 \text{ mm}^4$$

Dimana :  $I_s$  = Momen Inersia (mm<sup>4</sup>)  
 $R_{avg}$  = Jari-jari rata-rata (mm)  
 $R_o$  = Jari-jari luar (mm)  
 $R_i$  = Jari-jari dalam (mm)  
 t = Tebal silinder (mm)

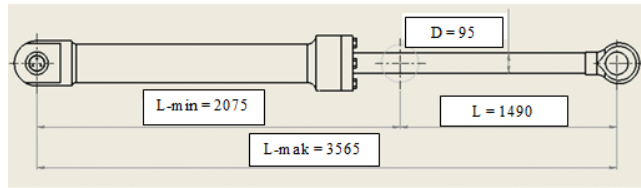
Maka :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 23736953,6 \text{ mm}^4}{(1680 \text{ mm})^2} = 1660107,3 \text{ kg}$$

Hasil dari perhitungan beban kritis yang terjadi pada silinder hidrolik *bucket* lebih besar dari beban yang diderita silinder. Maka perencanaan silinder aman terhadap beban.

( $F_{cr} > F_s$ ) => (  $1660107,3 \text{ kg} > 46727,9 \text{ kg}$  ) => **Silinder AMAN**

**Silinder Hidrolik Arm**



a. Perhitungan Momen inersia pada *piston rod* ( $I_{pr}$ )

$$I_{pr} = \frac{\pi}{4} \times R_{pr}^4$$

$$= \frac{\pi}{4} \times 47,5^4$$

$$= 3998198,20 \text{ mm}^4$$

Perhitungan luas penampang *piston* ( $A_p$ ):

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times D_p^2$$

$$= \frac{\pi}{4} \times 135^2 = 14313,88 \text{ mm}^2$$

b. Beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada *piston rod* yang menyebabkan tekukan dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Maka :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 3998198,20 \text{ mm}^4}{(1490 \text{ mm})^2} = 355485,20 \text{ kg}$$

Diketahui beban kerja *piston rod* ( $F_s$ ) adalah 46988,78 kg, sedangkan gaya/beban kritis penyebab terjadinya lengkungan ( $F_{cr}$ ) adalah pada 355485,20 kg.  $F_s < F_{cr} \Rightarrow$  Sehingga desain *piston rod* adalah **AMAN**

c. Tekanan ( $P_{cr}$ ) pada *piston rod* yang bersumber dari bidang *piston* ( $A_p$ ) adalah :

$$P_{cr} = \frac{F_{cr}}{A_p}$$

$$= \frac{355485,20 \text{ kg}}{14313,88 \text{ mm}^2} = 24,83 \text{ kg/mm}^2$$

Jadi tekanan kritis yang menyebabkan tekukan sebesar  $P_{cr} = 24,83 \text{ kg/mm}^2$  jauh lebih besar dari tekanan kerja hidrolik silinder ( $P_{max} = 3,80 \text{ kg/mm}^2$ ,

$$(P_{max}) = 3,80 \text{ kg/mm}^2 < (P_{cr}) = 30,46 \text{ kg/mm}^2$$

**Desain Aman**

d. Tebal desain dinding silinder *arm* ( $t$ ) yang aman dapat dicari dengan persamaan :

$$\sigma = P \frac{D}{2t}$$

Dalam perhitungan dimasukan *safety factor* (SF) yang digunakan dalam desain *pressure vessel* yaitu 6 (enam).

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma}{SF}$$

$$= \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6} = 9,67 \text{ kg/mm}^2$$

Maka tebal silinder hidrolik *arm* adalah :

$$\sigma = P \frac{D}{2t}$$

$$9,67 \text{ kg/mm}^2 = 3,80 \text{ kg/mm}^2 \frac{135 \text{ mm}}{2t}$$

$$2t = \frac{513 \text{ kg/mm}}{9,67 \text{ kg/mm}^2}$$

$$t = 26,5 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm}$$

Sehingga diameter silinder luar ( $D_o$ ) dapat dihitung :



$$\begin{aligned} D_o &= D_i + 2t \\ &= 135 \text{ mm} + 2 (27 \text{ mm}) \\ &= 189 \text{ mm} \end{aligned}$$

- e. Perhitungan beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada silinder menyebabkan tekukan sehingga dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Perhitungan Momen inersia pada silinder

$$\begin{aligned} I_s &= \pi R_{avg}^3 t \\ &= \pi \times \left[ \frac{R_o + R_i}{2} \right]^3 t \\ &= \pi \times \left( \frac{94,5 \text{ mm} + 67,5 \text{ mm}}{2} \right)^3 \times 27 \text{ mm} = 45078420,82 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

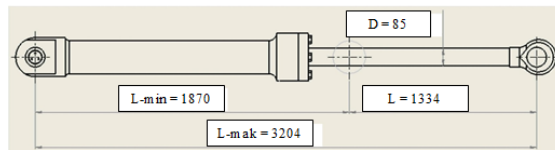
Maka :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 45078420,82 \text{ mm}^4}{(1490 \text{ mm})^2} = 2600412,11 \text{ kg}$$

Hasil dari perhitungan beban kritis yang terjadi pada silinder hidrolik *arm* lebih besar dari beban yang diterima silinder ( $F_{cr} > F_s$ ).  $4007983,25 \text{ kg} > 47180,74 \text{ kg}$ , Sehingga :

**Perencanaan Silinder Hidrolik Arm Aman Terhadap Beban**

**Silinder Hidrolik Boom**



- a. Perhitungan Momen inersia pada *piston rod* ( $I_{pr}$ )

$$\begin{aligned} I_{pr} &= \frac{\pi}{4} \times R_{pr}^4 \\ &= \frac{\pi}{4} \times 42,5^4 = 2562392,2 \text{ mm}^4 \\ &= 2562392,2 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Perhitungan luas penampang *piston* ( $A_p$ ):

$$\begin{aligned} A_p &= \frac{\pi}{4} \times D_p^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \times 120^2 \\ &= 11309,74 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada *piston rod* yang menyebabkan tekukan dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Maka :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 2562392,2 \text{ mm}^4}{(1334 \text{ mm})^2} = 284225,93 \text{ kg}$$

Diketahui beban kerja *piston rod* ( $F_s$ ) adalah  $46988,78 \text{ kg}$ , sedangkan gaya/beban kritis penyebab terjadinya lengkungan ( $F_{cr}$ ) adalah pada  $284225,93 \text{ kg}$ .  $F_s < F_{cr} \Rightarrow$  **Desain Piston Rod Aman**

- b. Tekanan ( $P_{cr}$ ) pada *piston rod* yang bersumber dari bidang *piston* ( $A_p$ ) adalah :

$$P_{cr} = \frac{F_{cr}}{A_p}$$



$$= \frac{284225,93}{11309,74 \text{ mm}^2} = 25,13 \text{ kg/mm}^2$$

Jadi tekanan kritis yang menyebabkan tekukan sebesar  $P_{cr} = 25,13 \text{ kg/mm}^2$  jauh lebih besar dari tekanan kerja hidrolik silinder ( $P_{max} = 3,80 \text{ kg/mm}^2$ , ( $P_{max} = 3,80 \text{ kg/mm}^2 < (P_{cr}) = 25,13 \text{ kg/mm}^2 \Rightarrow$  **Desain Aman**

c. Tebal desain dinding silinder *boom* (t) yang aman dapat dicari dengan persamaan :

$$\sigma = P \frac{D}{2t}$$

Dalam perhitungan dimasukan *safety factor* (SF) yang digunakan dalam desain *pressure vessel* yaitu 4 (empat).

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma}{SF} = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6} = 9,67 \text{ kg/mm}^2$$

Maka tebal silinder adalah :

$$\begin{aligned} \sigma &= P \frac{D}{2t} \\ 9,67 \text{ kg/mm}^2 &= 3,80 \text{ kg/mm}^2 \frac{120 \text{ mm}}{2t} \\ 2t &= \frac{456 \text{ kg/mm}}{9,67 \text{ kg/mm}^2} \\ t &= 23,6 \text{ mm} \approx 24 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga diameter silinder luar ( $D_o$ ) dapat dihitung :

$$\begin{aligned} D_o &= D_i + 2t \\ &= 120 \text{ mm} + 2 (24 \text{ mm}) = 168 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perhitungan beban kritis  $F_{cr}$  yang terjadi pada silinder menyebabkan tekukan sehingga dapat dihitung dengan rumus Euler :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Perhitungan Momen inersia pada silinder

$$\begin{aligned} I_s &= \pi R_{avg}^3 t \\ &= \pi \times \left[ \frac{R_o + R_i}{2} \right]^3 t \\ &= \pi \times \left( \frac{84 \text{ mm} + 60 \text{ mm}}{2} \right)^3 \times 24 \text{ mm} = 28142236,19 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Maka :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \times 28142236,19 \text{ mm}^4}{(1334 \text{ mm})^2} = 3121595,93 \text{ kg}$$

Hasil dari perhitungan beban kritis yang terjadi pada silinder hidrolik *boom* lebih besar dari beban yang diterima silinder ( $F_{cr} > F_s$ ).  $3121595,93 \text{ kg} > 31811,17 \text{ kg}$

**Perencanaan Silinder Boom Aman Terhadap Beban**

3.4. Perencanaan Pompa Hidrolik

**Kapasitas Pompa Hidrolik untuk Bucket**

1. Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*forward*) maju :

$$\begin{aligned} A^f &= \frac{\pi}{4} D_p^2 \\ &= \frac{\pi}{4} 115^2 = 10386,9 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

2. Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*retract*) mundur :

$$A_r = \frac{\pi}{4}(D_p^2 - D_{pr}^2)$$

$$A_r = \frac{\pi}{4}(115^2 - 80^2) = 5380,35 \text{ mm}^2$$

3. Dalam pengukuran langsung di lapangan, diperoleh bahwa gerakan maju = 3,5 detik dan mundur penuh piston = 2,9 detik dan panjang langkah 1120 mm, sehingga didapat kecepatan piston :

$$V_f = \frac{L}{t} \qquad V_f = \frac{1120 \text{ mm}}{3,5 \text{ s}} = 320 \text{ mm/s}$$

$$V_r = \frac{L}{t} \qquad V_r = \frac{1120 \text{ mm}}{2,9 \text{ s}} = 386,21 \text{ mm/s}$$

4. Perhitungan debit hidrolik (Qf) piston saat gerak (*forward*) maju :

$$Q_f = A_f \times V_f$$

$$Q_f = 10386,9 \text{ mm}^2 \times 320 \text{ mm/s} = 3323808 \text{ mm}^3/\text{s}$$

5. Perhitungan debit hidrolik (Qr) piston saat gerak (*retract*) mundur :

$$Q_r = A_r \times V_r$$

$$Q_r = 5380,35 \text{ mm}^2 \times 386,21 \text{ mm/s} = 2077944,98 \text{ mm}^3/\text{s}$$

6. Tekanan yang terjadi pada hidrolik saat melakukan proses penggalian dan pengerukan (Pf) Tekanan yang terjadi adalah :

$$P_f = \frac{F_s}{A_f} \qquad P_f = \frac{46727,9 \text{ mm}}{10386,9 \text{ mm}^2} = 3,5 \text{ kg/mm}^2$$

Hasil dari perhitungan  $P_f < P_{max} \Rightarrow (3,5 < 3,8) \text{ kg/mm}^2$  , sehingga **Desain Aman**

**Kapasitas Pompa Hidrolik untuk Arm**

1. Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*forward*) maju :

$$A^f = \frac{\pi}{4} D_p^2 \qquad A^f = \frac{\pi}{4} 135^2 = 14313,9 \text{ mm}^2$$

2. Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*retract*) mundur :

$$A_r = \frac{\pi}{4}(D_p^2 - D_{pr}^2) \qquad A_r = \frac{\pi}{4}(135^2 - 95^2) = 7225 \text{ mm}^2$$

3. Dalam pengukuran langsung di lapangan, diperoleh bahwa gerakan maju = 4,3 detik dan mundur penuh piston = 3,3 detik dan panjang langkah 1490 mm, sehingga didapat kecepatan piston :

$$V_f = \frac{L}{t} \qquad V_f = \frac{1490 \text{ mm}}{4,3 \text{ s}} = 346,5 \text{ mm/s}$$

$$V_r = \frac{L}{t} \qquad V_r = \frac{1490 \text{ mm}}{3,3 \text{ s}} = 451,5 \text{ mm/s}$$

4. Perhitungan debit hidrolik (Qf) piston saat gerak (*forward*) maju :

$$Q_f = A_f \times V_f \qquad \Rightarrow \qquad Q_f = 14313,9 \text{ mm}^2 \times 346,5 \text{ mm/s} = 4959766,35 \text{ mm}^3/\text{s}$$

5. Perhitungan debit hidrolik (Qr) piston saat gerak (*retract*) mundur :

$$Q_r = A_r \times V_r \qquad \Rightarrow \qquad Q_r = 7225,7 \text{ mm}^2 \times 451,5 \text{ mm/s} = 3262403,55 \text{ mm}^3/\text{s}$$

6. Tekanan yang terjadi pada hidrolik saat melakukan proses penggalian dan pengerukan (Pf) adalah :

$$P_f = \frac{F_s}{A_f} \qquad P_f = \frac{47180,74 \text{ mm}}{14313,9 \text{ mm}^2} = 3,3 \text{ kg/mm}^2$$

Hasil dari perhitungan  $P_f < P_{max} (3,3 < 3,8) \text{ kg/mm}^2$  , sehingga **Desain Aman**

**Kapasitas Pompa Hidrolik untuk Boom**

1. Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*forward*) maju :

$$A^f = \frac{\pi}{4} D_p^2 \qquad A^f = \frac{\pi}{4} 120^2 = 11309,74 \text{ mm}^2$$

Perhitungan luas penampang piston saat gerak (*retract*) mundur :

$$A_r = \frac{\pi}{4}(D_p^2 - D_{pr}^2) \qquad A_r = \frac{\pi}{4}(120^2 - 85^2) = 5635,24 \text{ mm}^2$$

2. Dalam pengukuran langsung di lapangan, diperoleh bahwa gerakan maju = 4,7 detik dan mundur penuh piston = 3,7 detik dan panjang langkah 1335 mm, sehingga didapat kecepatan piston :

$$V_f = \frac{L}{t} \qquad V_f = \frac{1335 \text{ mm}}{4,7 \text{ s}} = 284,04 \text{ mm/s}$$

$$V_r = \frac{L}{t} \qquad V_r = \frac{1335 \text{ mm}}{3,7 \text{ s}} = 360,9 \text{ mm/s}$$

3. Perhitungan debit hidrolis (Qf) piston saat gerak (*forward*) maju :  
 $Q_f = A_f \times V_f \Rightarrow Q_f = 11309,4 \text{ mm}^2 \times 284,04 \text{ mm/s} = 3212321,98 \text{ mm}^3/\text{s}$
4. Perhitungan debit hidrolis (Qr) piston saat gerak (*retract*) mundur :  
 $Q_r = A_r \times V_r \Rightarrow Q_r = 5635,24 \text{ mm}^2 \times 360,9 \text{ mm/s} = 2033758,11 \text{ mm}^3/\text{s}$
5. Tekanan yang terjadi pada hidrolis saat melakukan melakukan proses penggalian dan pengerukan (Pr) adalah :

$$P_r = \frac{F_s}{A_f} \qquad P_r = \frac{31811,17 \text{ mm}}{11309,74 \text{ mm}^2} = 2,81 \text{ kg/mm}^2$$

Hasil dari perhtungan  $P_f < P_{max} \Rightarrow (2,81 < 3,8) \text{ kg/mm}^2$ , sehingga **Desain Aman**

**Daya yang Dibutuhkan Silinder Hidrolik**

Perhitungan daya pompa yang dihasilkan sistem hidrolis *excavator komatsu PC200-8MO* adalah

$$N = \frac{P \cdot Q}{1915} \times \eta$$

Dimana : N = Daya (kW)

Q = Debit aliran Fluida pada pompa (112,93 gpm)      P = Tekanan kerja pompa (5403,37 psi)

$\eta$  = *pumps volumetric efficiency*, diambil 0,95

Maka daya yang dimiliki pompa hidrolis utama adalah :

$$N = \frac{5403,37 \text{ psi} \cdot 112,93 \text{ gpm}}{1915} \cdot 0,95 = 302 \text{ kW} = 405 \text{ HP}$$

Besarnya daya yang dibutuhkan masing-masing silinder hidrolis adalah sebagai berikut :

**Daya untuk bucket silinder**

Diketahui :

P = tekanan kerja *bucket cylinder* = 355 kg/cm<sup>2</sup> = 5047,9 psi

Q = debit aliran *bucket cylinder* = 199,43 liter/s = 52,62 gpm

Maka :

$$N = 176,70 \text{ HP}$$

**Daya untuk Arm silinder**

Diketahui :

P = tekanan kerja *bucket cylinder* = 330 kg/cm<sup>2</sup> = 4692,4 psi

Q = debit aliran *bucket cylinder* = 297,59 liter/s = 78,52 gpm

Maka :

$$N = 245,11 \text{ HP}$$

**Daya untuk boom silinder**

Diketahui :

P = tekanan kerja *bucket cylinder* = 281 kg/cm<sup>2</sup> = 3995,65 psi

Q = debit aliran *bucket cylinder* = 192,74 liter/s = 50,85 gpm

Maka :

$$N = 135,16 \text{ HP}$$

Sehingga dari hasil perhitungan diatas dapat disimpulkan bahwa, daya pompa hidrolik mencukupi untuk menggerakkan semua silinder hidrolik.

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil perancangan, olah data survey lapangan dan perhitungan-perhitungan dari berbagai macam referensi pendukung perancangan, maka diperoleh data-data teknis perancangan silinder hidrolik sebagai penggerak *attachment bucket* dengan kapasitas 0,93 m<sup>3</sup> dengan contoh pengaplikasian silinder hidrolik pada *excavator* Komatsu PC 200-8MO.

1. Data utama
  - a. Jenis alat berat : *Excavator Komatsu PC 200-8MO*
  - b. Kapasitas *Bucket* : 0,93 m<sup>3</sup>
  - c. Lebar muka *Bucket* : 1325 mm
  - d. Berat *Bucket* : 696 kg
  - e. Jumlah gigi : 5 buah
2. Sistem hidrolik
  - a. Kapasitas pompa : 3,80 kg/mm<sup>2</sup>
  - b. Debit pompa : 7316670 mm<sup>3</sup>/s
  - c. Daya Pompa : 405 HP
3. Silinder hidrolik
  - a. Silinder *bucket*

Jarak maksimal	: 2800 mm	Jarak minimal	: 1680 mm
Langkah ( <i>stroke</i> )	: 1120 mm	Diameter piston	: 115 mm
Diameter <i>rod</i>	: 80 mm	Diameter silinder	: 161 mm
Bahan piston	: SFCM100S	Bahan silinder	: S45C
  - b. Silinder *Arm*

Jarak maksimal	: 3565 mm	Jarak minimal	: 2075 mm
Langkah ( <i>stroke</i> )	: 1490 mm	Diameter piston	: 135 mm
Diameter <i>rod</i>	: 95 mm	Diameter silinder	: 189 mm
Bahan piston	: SFCM100S	Bahan silinder	: S45C
  - c. Silinder *boom*

Jarak maksimal	: 3204 mm	Jarak minimal	: 1870 mm
Langkah ( <i>stroke</i> )	: 1334 mm	Diameter piston	: 120 mm
Diameter <i>rod</i>	: 85 mm	Diameter silinder	: 168 mm
Bahan piston	: SFCM100S	Bahan silinder	: S45C
4. Saluran hidrolik
  - a. Pipa
 

Diameter luar	: 15 mm
Tebal dinding pipa	: 2,5 mm
Tekanan	: 3,92 kg/mm <sup>2</sup>
  - b. Selang
 

– Bagian dalam	: Karet sintetis kedap oli
– Penguat	: Kawat baja spiral empat (4)
– Penutup	: Karet sintetis tahan goresan, cuaca dan oli
– Tekanan kerja	: 6090 psi
– Temperatur kerja	: -40°F s/d 212°F (-40°C s/d 100°C)
– Diameter dalam	: 0,75 inch
– Diameter luar	: 1,21 inch
5. Pompa hidrolik
  - a. *Bucket*

Debit pompa gerak <i>extend</i>	: 3323808 mm <sup>3</sup> /s
---------------------------------	------------------------------

Debit pompa gerak <i>retract</i>	: 2077944,98 mm <sup>3</sup> /s
Tekanan hidrolik saat <i>extend</i>	: 3,55 kg/mm <sup>2</sup>
Daya yang dibutuhkan	: 176,70 HP
b. <i>Arm</i>	
Debit pompa gerak <i>extend</i>	: 4959766,35 mm <sup>3</sup> /s
Debit pompa gerak <i>retract</i>	: 3262403,55 mm <sup>3</sup> /s
Tekanan hidrolik saat <i>extend</i>	: 3,3 kg/mm <sup>2</sup>
Daya yang dibutuhkan	: 245,11 HP
c. <i>Boom</i>	
Debit pompa gerak <i>extend</i>	: 3212321,98 mm <sup>3</sup> /s
Debit pompa gerak <i>retract</i>	: 2033758,11 mm <sup>3</sup> /s
Tekanan hidrolik saat <i>retract</i>	: 2,81 kg/mm <sup>2</sup>
Daya yang dibutuhkan	: 135,16 HP

### 5. SARAN

1. Dalam perencanaan/perancangan *excavator* dengan kapasitas *bucket* 0,93 m<sup>3</sup> yang dibatasi pembahasannya mengenai sistem hidrolik dan konstruksi untuk bagian *attachment* yang meliputi *bucket*, *arm* dan *boom*. Perencanaan didasarkan pada data-data teknis pada Manual Book *Excavator* Komatsu PC200-8MO dan survei langsung di lapangan.
2. Untuk perancangan yang akan datang, khususnya sistem hidrolik *excavator*, diharapkan pembahasan mencakup lebih luas termasuk konstruksi dan sistem hidrolik pada proses *swing* dan *travelling*.

### UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini tidak akan terselesaikan tanpa bantuan, bimbingan, arahan serta petunjuk dari berbagai pihak. Oleh karena itu, dengan segala kerendahan hati, penulis mengucapkan terima kasih yang tulus terutama kepada kedua orangtua, dosen pembimbing, dosen teknik mesin dan teman-teman yang telah banyak membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu. Sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir perancangan ini dengan lancar dan tepat waktu.

### DAFTAR PUSTAKA

- Andrew Parr, 2003, *Hidrolika dan pneumatika* : Pedoman bagi teknisi dan insinyur, Edisi ke-2.  
 Komatsu, 2007, *Shop Manual PC200*, Komatsu, Japan  
 Komatsu, 2009, *Specification and Application Handbook*, Edisi ke-30, Komatsu, Japan  
 Megysey, E.F., 1972, *Pressure Vessel Handbook*, Edisi ke-7, Publishing inc., Oklahoma  
 Muin, S.A., Ir., 1998, *Pesawat-pesawat Konversi Energi I (Ketel uap)*, Rajawal Pers, Jakarta.  
 M. Gere. James.,2000., *Mekanika Bahan.*,Erlangga, Jakarta  
 Popov, E.P.,1996, *Mechanisme Of Materials*, Erlangga, Jakarta  
 Rochmanhadi, 1992, *Alat-Alat Berat dan Penggunaannya*, YBPPU, Jakarta  
 Rochmanhadi, 1985, *Perhitungan Biaya Pelaksanaan Pekerjaan dengan Menggunakan Alat-Alat Berat*, YBPPU, Jakarta  
 Siswanto, B.T, 2008, *Teknik Alat Berat, Jilid Pertama*, DPSMK, Jakarta  
 Sularso, Kysokatsu Suga.,2002., *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Prandnya Paramita, Jakarta.